

不同叶片进口安放角的余能回收水轮机性能研究

李延频^{a,b}, 刘安然^a, 陈德新^b

(华北水利水电大学 a. 水利学院; b. 能源与动力工程学院, 河南 郑州 450046)

摘要: 针对余能回收水轮机叶片进口安放角在较大范围内取值影响其性能的问题, 首先建立进口安放角与最优单位转速之间的理论关系, 并根据余能回收水轮机的特点确定数值仿真模型, 然后对输水管网余能回收水轮机给定三种进口安放角的转轮进行对比, 在相同流量、水头和转速条件下进行数值仿真, 比较了转轮内部流场和性能。结果表明, 余能回收水轮机的最优单位转速与叶片进口安放角负相关, 进口安放角在 30°~70°之间取值时最优数值预测效率为 92.72%~93.60%, 进口安放角与最优效率值之间无显著关联, 但随着进口安放角减小水轮机高效区对应的单位转速增加。通过改变进口安放角取值来增大余能回收水轮机适应的工况范围可行, 研究成果可为余能回收水轮机的设计提供参考。

关键词: 余能回收水轮机; 进口安放角; 最优单位转速; 效率

中图分类号: [TV734.1];TK73

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2023)09-0164-04

1 引言

小微型余能回收水轮机用于将工业、市政输水管网中富余的能量回收^[1-3], 符合国家“双碳”战略^[4], 其设计思路与常规水电机组略有不同, 主要包括进行标准化设计以降低生产和运维成本, 采用整体铸造转轮以适应批量生产^[5]。常规水轮机的进口安放角与机组类型有关且取值范围相对固定^[6], 水泵水轮机虽然进口安放角明显小于常规水轮机^[7], 但不是专门针对水轮机工况进行设计。为让同一套余能回收水轮机的壳体覆盖更宽的范围, 水轮机叶片的进口安放角要在较大范围内取值。现有研究表明叶片进口安放角取值与机组性能有关。对此, 首先建立理论模型揭示了水轮机进口安放角与最优单位转速的关系; 然后在相同流量、水头和转速条件下, 通过改变转轮直径得到3种进口安放角不同的转轮; 最后根据数值仿真结果对比了不同转轮之间的内部流场和性能差异; 发现余能回收水轮机允许在较大范围内进行进口安放角取值以拓宽工作范围, 研究成果可为余能回收水轮机的设计提供参考。

2 模型

2.1 数学模型

根据水轮机的速度三角形关系, 可得:

$$U_1 = V_1 \frac{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}{\sin\beta_1} \quad (1)$$

式中, U_1 为叶片进口圆周速度; V_1 为叶片进口绝对速度; α_1 为叶片进口绝对速度与圆周方向夹角; β_1 为叶片进口相对速度与圆周方向夹角。

最优工况下, 假设水轮机叶片出口水流沿法向, 根据水轮机基本方程可得:

$$H_0 \eta g = U_1 V_1 \cos\alpha_1 \quad (2)$$

式中, H_0 为最优工况的水头; η 为效率; g 为重力加速度。

取叶片进口平均直径 $D_{1m} = k_m D_1$ (k_m 为系数; D_1 为转轮直径), 叶片进口平均圆周速度 U_1 可使用转速 n 和平均直径 D_{1m} 表示:

$$U_1 = k_m \pi D_1 n / 60 \quad (3)$$

将式(2)、(3)代入式(1), 用 $n_{110} = n D_1 / \sqrt{H_0}$ 替代转速 n , 经化简得到最优单位转速的表达式为:

$$n_{110} = \frac{1}{k_m} \frac{60}{\pi} \sqrt{\eta g \left(1 + \frac{\tan\alpha_1}{\tan\beta_1} \right)} \quad (4)$$

式(4)表明水轮机的最优单位转速与 $\tan\alpha_1 / \tan\beta_1$ 与效率 η 成正比, 与系数 k_m 成反比, 降低进口安放角 β_1 有利于增加最优单位转速。讨论

几种特殊情况:① $\beta_1 = 90^\circ, \eta = 0.92$, 则 $n_{110} = 57.4/k_m$; ② $\beta_1 = \alpha_1, \eta = 0.92$, 则 $n_{110} = 81.2/k_m$ 。

在设计工况下为计算活动导叶出流角 α_0 , 根据速度三角形关系和式(2)可得:

$$\tan\alpha_0 = nQ_0 / (60\eta g b_0 H_0) \quad (5)$$

式中, Q_0, b_0, H_0 分别为流量、叶高、水头。

由式(5)可知, 在流量 Q_0 、水头 H_0 、转速 n 和叶高 b_0 相同的条件下, 活动导叶最优开度仅与水力效率相关, 水力效率变化不大时可近似认为开度不变。

2.2 仿真模型

余能回收水轮机通常串联在管路中的小型机组, 为便于生产适当简化过流部件:①机组采用铸造壳体具有足够的刚度与强度可取消固定导叶;②活动导叶数可降低至 10~12 个;③为降低转轮的整体铸造难度, 选择叶片数为 9~13 个, 最薄处一般不低于 3 mm, 进口安放角约为 $30^\circ \sim 90^\circ$;④尾水管出口保留适当压力以维持后续流体的输送。经简化水轮机全流道过流部件仅包括蜗壳、活动导叶、转轮和尾水管, 见图 1。

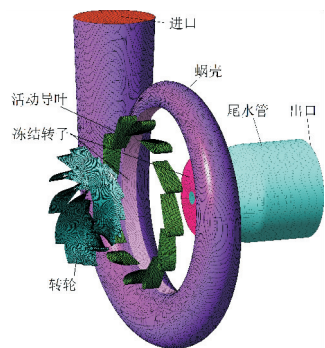


图 1 余能回收水轮机全流道模型

Fig. 1 Full flow channel of hydraulic energy recovery turbine

3 结果与分析

3.1 对比方案选择

保持流量、水头、转速和导叶开度均不变, 通过改变转轮直径和叶片进口安放角进行方案对比。某重力流输水管网中平均流量约 $720 \text{ m}^3/\text{h}$, 管网末端压力较高可利用水头约为 31 m, 使用余能回收水轮机将富裕能量回收发电, 设计中叶片进口安放角均接近似无冲角工况取值, 方案 1 转轮直径最小, 进口安放角较大为 $52^\circ \sim 70^\circ$, 方案 2、3 是基于方案 1 的轴面流道进口边外延伸得到, 转轮直径越大对应的进口安放角越小, 方案 2 的进口安放角为 $38^\circ \sim 50^\circ$, 方案 3 的进口安放角为 $30^\circ \sim 35^\circ$, 叶片数均取值 13 个。不同方案的参数见表 1, 不同方案对应的转轮见图 2。

表 1 不同进口安放角转轮设计参数

Tab. 1 Design parameters of runner with different inlet setting angles

参数	方案 1	方案 2	方案 3
设计水头 H_0/m	31	31	31
设计流量 $Q_0/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	720	720	720
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 000	1 000	1 000
转速直径 D_1/mm	35	37	39
单位转速 $n_{110}/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	62.9	66.5	70.0
单位流量 $Q_{110}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	0.293	0.262	0.236
叶片进口安放角 $\beta_1/(\text{^\circ})$	$52 \sim 70$	$38 \sim 50$	$30 \sim 35$
叶片包角 $\gamma/(\text{^\circ})$	$60 \sim 80$	$75 \sim 95$	$80 \sim 115$

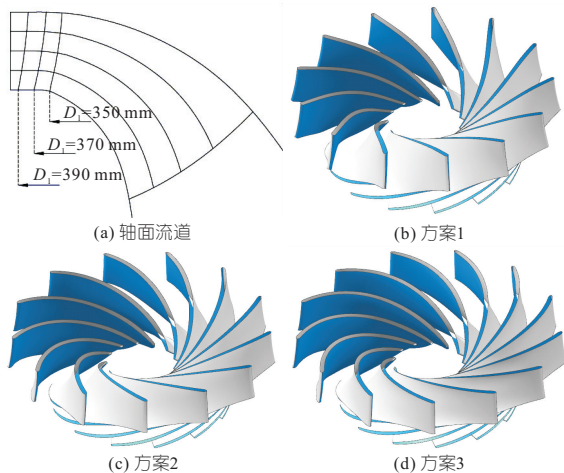


图 2 转轮对比

Fig. 2 Comparison of runners

3.2 网格划分与无关性验证

选用 CFX 进行稳态数值仿真, 首先将水轮机全流道划分为六面体网格, 蜗壳和尾水管采用 ICEM 划分, 活动导叶和转轮使用 TurboGrid 划分。全流道数值仿真选用 SST 湍流模型, 不同计算域间交界面采用冻结转子, 壁面均设置为无滑移。选择方案 1 进行网格无关性验证, 设计工况下进口为质量流量, 取为 199.4 kg/s , 出口压力设置为 0 Pa , 旋转速度为 $1 000 \text{ r/min}$, 在相同边界条件下通过改变网格数量分别预测水头变化, 网格数量对比见表 2, 预测的水头曲线见图 3。由图 3 可知, 网格数量达到方案 C 后, 水头数值预测偏差低于 0.2% , 认为数值仿真精度满足无关性要求, 为保证精度最终按照方案 D 选择网格数量。

表 2 流体域网格数量

Tab. 2 Mesh number of flow domains

方 案	计算域网格数/ 10^4				方 案	计算域网格数/ 10^4			
	蜗壳	导叶	转轮	尾水管		蜗壳	导叶	转轮	尾水管
A	30.1	27.3	27.3	2.1	D	112.1	163.8	267.8	6.9
B	40.9	54.6	67.6	3.6	E	150.7	198.9	326.3	8.1
C	80.2	102.7	205.4	5.8					

3.3 进口速度三角形

在最优工况下, 对比数值预测结果见表 3, 按等比例绘制转轮进口平均速度三角形见图 4, 3 个

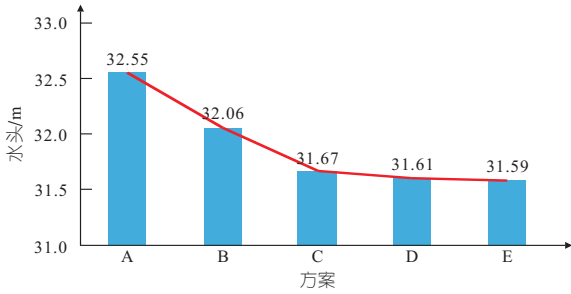


图 3 水头预测

Fig. 3 Head prediction in different cases

表 3 转轮性能对比

Tab. 3 Comparison of runner in performance

参数	方案 1	方案 2	方案 3
水头 H_0/m	31.61	32.01	30.91
流量 $Q_0/(m^3 \cdot h^{-1})$	720	720	720
单位转速 $n_{110}/(r \cdot min^{-1})$	62.2	65.4	70.2
单位流量 $Q_{110}/(m^3 \cdot s^{-1})$	0.290	0.258	0.236
$\alpha / (^\circ)$	16.97	17.47	18.65
$\beta / (^\circ)$	69.75	47.48	34.24
$\tan\alpha / \tan\beta$	0.113	0.289	0.496
效率 $\eta/\%$	93.60	93.34	92.72

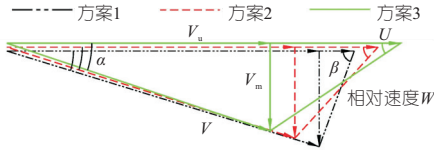


图 4 速度三角形对比

Fig. 4 Comparison of velocity triangle

方案中绝对速度与圆周方向夹角 α 变化较小,但相对速度与圆周方向夹角 β 明显不同。原因是随着转轮直径的变大,圆周速度 U 增加,绝对速度的圆周分量 V_u 减小,轴面流速 V_m 随进口过流面积增大而减小,进而引起速度三角形的变化。水轮机最优单位转速与进口边的速度三角形紧密相关,随着 β 降低, $\tan\alpha / \tan\beta$ 从 0.113 增大到 0.496,水轮机的最优单位转速从 62.2 r/min 增加至 70.2 r/min,单位转速与 $\tan\alpha / \tan\beta$ 成正相关,与理论预测一致。对比 3 个方案的效率,在保证叶片进口安放角与流场相匹配的条件下,虽然叶片进口安放角变化很大,效率并未出现大幅度下降,可认为叶片进口安放角与最优效率之间无显著关联关系。

3.4 转轮内部流场与压力分布

设计工况下,对比方案 1、2、3 内部流场,整体上无明显涡流,见图 5。方案 1 转轮进口压力面的压力梯度局部不均匀,流线在压力面一侧存在较大曲率,在叶栅中的流动过程叶片对水流约束逐渐增强,流场又重新趋于均匀。方案 2、3 因叶片较长且包角更大,有更长的流道引导水流,因此整体上压力梯度分布略优于方案 1。需明确的是

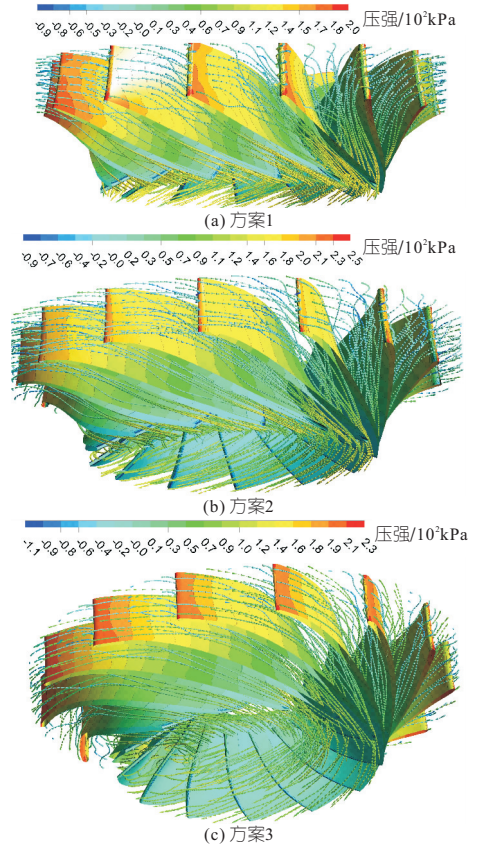


图 5 转轮内部流场与压力梯度分布

Fig. 5 Flow field and pressure gradient in runner

最优工况水轮机内部流场分布取决于叶片参数分布规律的综合影响,但减小的进口安放角容易得到更大的叶片包角,一定程度上为改善进口流态提供了有利条件。

截取单叶片叶高 50% 处截线上的压力分布曲线并对比,见图 6。方案 1 叶片进口处的压力较低,是由于转轮直径较小进口绝对速度较大,方案 3 的叶片包角最大并有较大的面积,叶片压差相对偏小。3 个方案在叶片尾部吸力面的最低点压力相差不大。

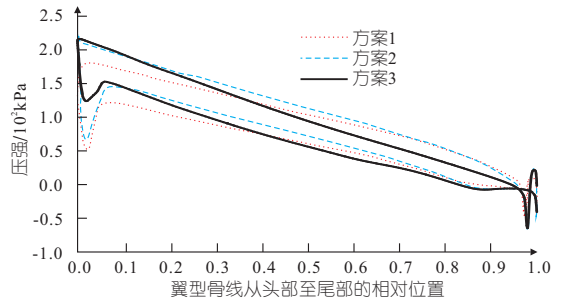


图 6 叶片翼型分布曲线

Fig. 6 Pressure distribution on blade profile

3.5 能效特性

3 个方案在相同开度下的单位转速—效率曲线见图 7。随着叶片安放角的降低,水轮机对应的高效区逐渐偏向单位转速较大区间,叶片进口安放角的取值会影响叶片型线,进而得到整体性

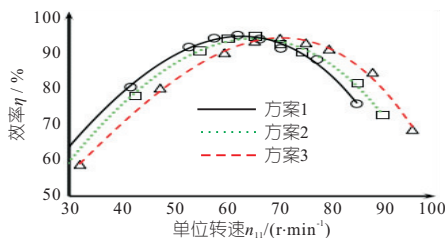


图 7 效率曲线分布

Fig. 7 Efficiency curves

能不同的水轮机。通过对同一个壳体更换不同进口安放角的转轮也可以覆盖更宽的工况范围,为余能回收水轮机的标准化设计提供了可能性。

4 工程验证

选择方案 1 进行工程验证,将机组串联在输水管网末端管路中并将生产的电能并入电网。运行中水轮机实际利用水头约 31 m,通过改变导叶开度将流量调节至 $(720 \pm 10) \text{ m}^3/\text{h}$,平均发电功率约 $(49.5 \pm 0.5) \text{ kW}$,计算平均发电效率约为 81.4%,查取发电机效率曲线约为 92.5%,估算水轮机效率约为 87.9%,机组运行稳定,但效率比 CFD 预测值低。工程验证表明,虽然采用整体铸造转轮可行,但叶片表面粗糙度高、表面清理困难等问题仍需改进,减少叶片数有利于降低铸造难度,但对转轮性能的影响仍需进一步研究。

5 结论

a. 水轮机最优单位转速取决于 $\tan\alpha_1/\tan\beta_1$ 、效率 η 和系统 k_m ,减小转轮叶片进口安放角有利于得到最优单位转速较大的水轮机。

b. 转轮进口安放角在 $30^\circ \sim 70^\circ$ 之间取值时,对应的最优数值预测效率为 92.72%~93.6%,进口安放角与最优效率之间无明确关联关系,但进口安放角取值会通过影响型线影响水轮机整体性能。

c. 随着进口安放角的减小转轮所适应的工况区偏向高单位转速区域,余能回收水轮机通过改变转轮进口安放角可适应更宽的范围。

d. 经工程验证水机效率仅约 87.9%,铸造质量对性能影响不容忽视,减少叶片数有利于降低铸造难度,但对转轮性能的影响仍需进一步研究。

参考文献:

- [1] 李延频,蒋雨焯,张自超,等. 水轮机模式液力透平新型空间导叶的优化[J]. 水电能源科学,2022,40(1):184-186,191.
- [2] DU JIYUN, YAGN HONGXING, SHEN ZHICHENG, et al. Micro hydro power generation from water supply system in high rise buildings using pump as turbines[J]. Energy, 2017,137(C):431-440.
- [3] HAMLEHDAR M, YOUSEFI H, NOOROLLAHI Y, et al. Energy recovery from water distribution networks using micro hydropower: A case study in Iran[J]. Energy, 2022,252(C):124024. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124024>.
- [4] 程春田. 碳中和下的水电角色重塑及其关键问题[J]. 电力系统自动化,2021,45(16):29-36.
- [5] 杨立平,闫新飞. 水轮机转轮的整体铸造工艺[J]. 铸造工程,2018,42(6):22-23.
- [6] 赵夏青. 混流式水轮机流道设计方法研究[D]. 西安:西安理工大学,2015.
- [7] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

Study on Performance of Residual Energy Recovery Turbine in Different Inlet Blade Setting Angle

LI Yan-pin^{a,b}, LIU An-ran^a, CHEN De-xin^b

(a. School of Water Conservancy; b. College of Energy and Power Engineering, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450046, China)

Abstract: The influence of inlet blade setting angle valued in a large range was studied on the performance of residual energy recovery turbine. Firstly, the theoretical predicted model was established between the inlet setting angle and optimal unit speed, and the numerical simulation model was determined based on the characteristics of residual energy recovery turbine. Then, three runners with different inlet setting angle were gave for the residual energy recovery turbine in water distribution networks, and numerical simulations were carried out with the same conditions of flow rate, head and rotate speed. The flow field and performance of the runner were compared. The results show that the optimal unit speed of residual energy recovery turbine was negatively correlated with the inlet setting angle. The range of best numerical predicted efficiency is between 92.72% and 93.60% while the inlet setting angle is between 30° and 70° . The inlet setting angle and optimal efficiency was hardly correlated. However, the range with high efficiency was corresponded to a larger unit speed with the decrease of inlet setting angle. It is feasible for residual energy recovery turbine to increase working range by changing inlet setting angle. The conclusions could provide a reference for the design of residual energy recovery turbine.

Key words: residual energy recovery turbine; inlet setting angle; optimal unit speed; efficiency